

TUGAS AKHIR - TM 141585

ANALISIS PENGARUH PERUBAHAN GEOMETRI SUSPENSI TERHADAP DINAMIKA GETARAN HONDA CBR 150R

MUKHAMAD ILHAM ALFIAN
NRP 02111340000068

Dosen Pembimbing
Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM 141585

ANALISIS PENGARUH PERUBAHAN GEOMETRI SUSPENSI TERHADAP DINAMIKA GETARAN HONDA CBR 150R

**MUKHAMAD ILHAM ALFIAN
NRP 0211134000068**

**Dosen Pembimbing
Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT - TM 141585

ANALYSIS OF EFFECT OF CHANGES IN SUSPENSION GEOMETRY TO VIBRATIONAL DYNAMICS OF HONDA CBR 150R

**MUKHAMAD ILHAM ALFIAN
NRP 0211134000068**

**Advisor
Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2018**

**ANALISIS PENGARUH PERUBAHAN GEOMETRI PADA
SUSPENSI TERHADAP DINAMIKA GETARAN
HONDA CBR 150R**

TUGAS AKHIR

**Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh:

MUKHAMAD ILHAM ALFIAN

NRP. 02111340000068

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. **Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T.,**
M.Eng.Sc.
NIP. 197805102001121001 (Pembimbing)
2. **Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.** (Penguji I)
NIP. 195106051978031002
3. **Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T.** (Penguji II)
NIP. 198907052015042005
4. **Moch. Solichin, S.T., M.T.** (Penguji III)
NIP. 198908172015041003



**SURABAYA
JANUARI 2018**

ANALISIS PENGARUH PERUBAHAN GEOMETRI SUSPENSI TERHADAP DINAMIKA GETARAN HONDA CBR 150R

Nama Mahasiswa : Mukhamad Ilham Alfian
NRP : 02111340000068
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
**Dosen Pembimbing : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T.,
M.Eng.Sc.,**

Abstrak

Sistem suspensi mempunyai peranan penting pada kendaraan sebagai penunjang kenyamanan dan keselamatan berkendara. Berbagai usaha telah dilakukan untuk meningkatkan performa sistem suspensi, salah satunya dengan menggunakan sistem suspensi aktif. Kebutuhan terhadap energi yang sangat besar pada sistem suspensi aktif menginspirasi banyak peneliti untuk meningkatkan performa sistem suspensi dengan kebutuhan energi yang tidak terlalu besar. Selain pemilihan pegas dan peredam yang sesuai, geometri sistem suspensi juga mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap kinematika dan dinamika sistem suspensi. Sehingga salah satu usaha untuk meningkatkan performa sistem suspensi adalah dengan memanipulasi geometri sistem suspensi atau yang dikenal sebagai variable geometry suspension.

Pada penelitian ini akan dianalisis pengaruh perubahan geometri terhadap dinamika getaran sistem suspensi roda belakang sepeda motor. Perubahan geometri yang dianalisis adalah perubahan posisi bottom mounting suspensi dan panjang link untuk konstanta kekakuan pegas yang juga divariasikan. Dengan menggunakan numerical software, simulasi dilakukan secara dinamis terhadap sepeda motor Honda CBR 150R.

Dari hasil simulasi yang dilakukan diperoleh bahwa perbandingan respon getaran pada berbagai posisi bottom mounting suspensi memperlihatkan adanya pengaruh terhadap

kekakuan pegas ekuivalen. Perbandingan respon getaran pada berbagai panjang link juga berpengaruh terhadap kekakuan pegas ekuivalen. Keduanya sebanding dengan perubahan konstanta kekakuan pegas yang digunakan. Selain itu, berdasarkan hasil simulasi, dibandingkan dengan suspensi Pro-Link, sistem suspensi yang dipelajari pada penelitian ini memberikan respon percepatan yang lebih baik.

Kata kunci : Bottom mounting suspensi, geometri suspensi, Honda CBR 150R, panjang link, respon percepatan.

ANALYSIS OF EFFECT OF CHANGES IN SUSPENSION GEOMETRY TO VIBRATIONAL DYNAMICS OF HONDA CBR 150R

Student Name : Mukhamad Ilham Alfian
NRP : 0211134000068
Major : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisor : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST.,
M.Eng.Sc

Abstract

Suspension system has notable role on vehicle as comfort and safety driving support. Considerable effort has been made to improve suspension system performance, one of them is using active suspension system. Requirement for the enormous energy on active suspension system has inspire lots of engineer to improve active suspension system performance with lower energy requirement. Apart from convenient spring and damper, suspension system geometry has significant impact to suspension system kynamics and dynamics. Then, one of the best effort to improve suspension system performance is to manipulate suspension system geometry as known as variable geometry suspension.

This study conducted analysis of effect of changes in suspension geometry to vibrational dynamics of motorcycle's rear suspension system. Changes in the geometry being analyzed is suspension's bottom mounting and linkage length for spring constant are varied as well. By using numerical sortware, model has dynamically simulated on Honda CBR 150R.

Based on simulation result, obtained that comparison of vibration response with various suspension's bottom mounting position shows the effect on equivalent spring constant. Comparison of vibration respons eon various linkage length also affect to the equivalent spring constant. Both are proportional to the change in spring constant's being used. Furthermore, based on

simulation result, comparing to conventional suspension system, Pro-Link, suspension system being analyzed on this study provide better acceleration response.

Keywords: Acceleration response, Honda CBR 150R, linkage length, suspension geometry, suspension's bottom mounting.

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah Rabbil'alamin. Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah Subhanahu wa Ta'ala atas limpahan rahmat, hidayah, rizki dan izin-Nya sehingga penyusunan laporan tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.

Penyusunan laporan tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademis untuk kelulusan mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri, melainkan dengan adanya dukungan, bimbingan dan dorongan dari berbagai pihak, baik secara langsung, maupun tidak langsung. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Edi Sutrisno dan Ibu Mutiatul Khoiroh, orangtua penulis yang selalu memberikan semangat dan doa yang tak henti-henti hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
2. Bapak Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc., selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan, arahan, dan nasehat kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc.Ph.D., selaku dosen koordinator Laboratorium Desain Otomotif.
4. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc.Ph.D., Ibu Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T, dan Bapak Moch. Solichin, S.T., M.T., selaku dosen penguji yang telah memberikan banyak saran dalam penyusunan tugas akhir ini.
5. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Eng.Sc., Ph.D., selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
6. Ibu Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.Sc., Ph.D., selaku dosen wali.
7. Seluruh dosen beserta staff karyawan Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya yang telah memberikan bekal ilmu

pengetahuan serta sarana dan prasarana kepada penulis selama menjalani perkuliahan.

8. Seluruh rekan-rekan Laboratorium Desain Otomotif yang telah memberikan bantuan dan dukungan dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.
9. Seluruh rekan-rekan Teknik Mesin ITS 2013 M56 yang turut membantu dan memberikan dukungan kepada penulis.
10. Seluruh Keluarga Mahasiswa Mesin ITS khususnya mantan pengurus Lembaga Dakwah Jurusan Ash-Shaff dari angkatan 2011, 2012, 2013, 2014, dan 2015 yang telah memberikan dukungan serta doanya. Semoga amal dan jasa yang telah diberikan dapat bermanfaat dan mendapat imbalan dari Allah Subhanahu wa Ta'ala.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir ini. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun untuk penyempurnaan laporan tugas akhir ini. Dan penulis meminta maaf apabila terdapat kalimat yang kurang berkenan pada laporan tugas akhir ini.

Penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan seluruh pembaca untuk kemajuan yang lebih baik. Akhir kata, penulis mengucapkan TERIMA KASIH.

Surabaya, Januari 2018

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
ABSTRACT.....	iii
KATAPENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	ix
DAFTAR TABEL.....	xi
BAB I	
PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB II	
TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Suspensi Sepeda Motor.....	5
2.2 <i>Center of Gravity</i> Sepeda Motor.....	6
2.3 Suspensi Pro-Link.....	8
2.4 <i>Variable Geometry Suspension</i>	9
2.5 <i>Root Mean Square</i>	13
2.6 Penelitian Terdahulu.....	13
BAB III	
METODOLOGI.....	15
3.1 Metode Penelitian.....	15
3.2 Flowchart Tugas Akhir.....	15
3.3 Prosedur Analisa.....	17
BAB IV	
ANALISA DAN PEMBAHASAN DATA.....	21
4.1 Pemodelan Kendaraan.....	21
4.2 Data Kendaraan.....	21
4.3 Pengaruh Variasi Posisi <i>Bottom Mounting</i> Suspensi.....	22
4.4 Pengaruh Variasi Panjang <i>Link</i>	28

4.5	Perbandingan RMS Percepatan terhadap Suspensi <i>Pro-Link</i>	30
BAB V		
KESIMPULAN DAN SARAN.....		35
5.1	Kesimpulan.....	35
5.2	Saran.....	35
DAFTAR PUSTAKA.....		37
BIOGRAFI PENULIS.....		39

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Suspensi depan dan belakang ekuivalen	5
Gambar 2.2	<i>Center of Gravity</i> pada sepeda motor dengan pengemudi.....	6
Gambar 2.3	<i>Center of Gravity</i> pada sepeda motor dengan pengemudi.....	7
Gambar 2.4	Sistem Suspensi <i>Pro-Link</i>	8
Gambar 2.5	Diagram cara kerja suspensi <i>Pro-Link</i>	9
Gambar 2.6	Suspensi <i>Pro-Link</i> kondisi <i>empty</i> dan <i>full tilt</i>	9
Gambar 2.7	Konfigurasi VGS pada sepeda motor	10
Gambar 2.8	Posisi aktuator dan <i>link</i> terhadap suspensi	11
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian tugas akhir.....	16
Gambar 3.2	Diagram sistem suspensi belakang	18
Gambar 3.3	Variasi panjang <i>link p-r</i> (a) 5 cm; (b) 6,5 cm; (c) 8 cm	18
Gambar 3.4	Variasi posisi <i>bottom mounting</i> suspensi dengan jarak <i>q-r</i> (a) 2 cm; (b) 4,5 cm; (c) 7 cm	18
Gambar 3.5	Model <i>assembly</i> sistem suspensi.....	19
Gambar 3.6	Diagram sistem suspensi belakang	19
Gambar 4.1	Geometri <i>link</i> pada sistem suspensi (a) <i>Pro-Link</i> ; (b) Suspensi dengan perubahan geometri	21
Gambar 4.2	Dimensi <i>bump</i>	22
Gambar 4.3	Grafik perbandingan respon percepatan hasil simulasi dengan <i>link p-r</i> 5 cm pada variasi kekakuan pegas (a) 25 kN/m; (b) 30 kN/m; (c) 35 kN/m.....	23
Gambar 4.4	Diagram sistem suspensi belakang	25
Gambar 4.5	Mekanisme aktuator suspensi geometri.....	26
Gambar 4.6	Grafik perbandingan respon percepatan hasil simulasi dengan jarak <i>q-r</i> 2 cm pada variasi kekakuan pegas (a) 25 kN/m; (b) 30 kN/m; (c) 35 kN/m.....	28

Gambar 4.7 Perbandingan respon RMS percepatan antara suspensi *Pro-Link* dengan *variable geometry suspension* pada variasi kekakuan pegas
(a) 25 kN/m; (b) 30 kN/m; (c) 35 kN/m 37

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Rancangan simulasi pada <i>numerical software</i> 17
Tabel 4.1	Data jumlah kendaraan bermotor 22
Tabel 4.2	Panjang dan defleksi suspensi hasil simulasi 27
Tabel 4.3	Panjang dan defleksi suspensi hasil simulasi 30

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pertumbuhan jumlah kendaraan bermotor di Indonesia didominasi oleh sepeda motor dengan pertumbuhan rata-rata sebesar 12,2 % dari tahun 2009 hingga 2013^[1]. Bahkan hingga tahun 2015 jumlah sepeda motor di Indonesia masih menjadi yang nomor satu dengan 98,8 juta unit. Angka tersebut senilai dengan 81,45 % dari total jumlah kendaraan bermotor di Indonesia^[2]. Tingginya jumlah sepeda motor di Indonesia berbanding lurus dengan angka kecelakaan yang melibatkan kendaraan tersebut. Pada tahun 2013 tercatat sebanyak 119.560 unit sepeda motor mengalami kecelakaan lalu lintas, tertinggi dibandingkan jenis kendaraan lainnya. Terjadinya kecelakaan pada sepeda motor dapat disebabkan oleh beberapa faktor, diantaranya adalah faktor pengendara, faktor kondisi kendaraan, dan faktor lingkungan atau kondisi jalan.

Salah satu komponen penunjang kenyamanan dan keselamatan pada sepeda motor adalah suspensi. Suspensi kendaraan bermotor dapat diklasifikasikan menjadi 3 jenis, yaitu suspensi pasif, semi-aktif, dan aktif^[3]. Hingga saat ini jumlah penggunaan suspensi pasif masih mendominasi. Karena dibandingkan dengan suspensi semi-aktif dan aktif harganya lebih murah, konstruksinya lebih sederhana, dan lebih mudah untuk diaplikasikan. Namun dalam hal keamanan, kenyamanan, dan performa dinamis masih lebih rendah dibandingkan suspensi semi-aktif dan aktif. Suspensi semi-aktif dan aktif lebih handal dalam meminimalkan efek ketidakrataan jalan terhadap pengendara. Tetapi konstruksinya yang rumit dan konsumsi energinya yang besar menjadi kekurangan dua jenis suspensi ini^[4]. Oleh karena itu dikembangkan *variable geometry suspension* untuk mengatasi hal tersebut.

Berbagai jenis suspensi *variable geometry suspension* telah banyak dikembangkan sejak 1965 hingga saat ini. Melalui aktuator aktifnya, *variable geometry suspension* memanipulasi bentuk geometrinya untuk mendapatkan koefisien pegas tertentu sedemikian hingga dapat memenuhi tingkat kenyamanan yang diinginkan. Perubahan geometri tersebut diakibatkan oleh putaran *single link* yang kemudian membentuk berbagai variasi sudut dengan suspensinya. Berbeda dengan suspensi aktif konvensional lainnya, *variable geometry suspension* bersifat *fail-safe system*, artinya jika aktuaturnya tidak dapat menyalurkan torsi, maka *variable geometry suspension* dapat berfungsi selayaknya suspensi pasif. Konstruksinya yang relatif lebih sederhana dan lebih ringan, serta gaya aktuasinya yang lebih rendah^[4], menjadikan penerapan *variable geometry suspension* tidak hanya terbatas pada kendaraan bermotor roda empat, melainkan juga dapat diterapkan pada roda dua. Sebelum mengaplikasikan suspensi ini pada kendaraan sepeda motor, akan terlebih dahulu dipelajari seberapa signifikan pengaruh perubahan geometri suspensi tersebut.

1.2 Rumusan Masalah

Permasalahan yang akan diteliti pada tugas akhir ini adalah, bagaimana pengaruh perubahan geometri suspensi terhadap dinamika getaran pada sepeda motor Honda CBR 150R?

1.3 Batasan Masalah

Pembahasan masalah pada tugas akhir ini dibatasi oleh beberapa hal, antara lain:

1. Kendaraan yang dianalisis adalah sepeda motor Honda CBR 150R.
2. Posisi *bottom mounting* suspensi dilakukan variasi dengan jarak 2 cm, 4,5 cm, dan 7 cm terhadap *mounting connecting rod*.
3. Simulasi dilakukan dengan variasi variasi kekakuan pegas 25 kN/m, 30 kN/m dan 35 kN/m.

4. Simulasi dilakukan dengan panjang *link* 5 cm, 6,5 cm, dan 8 cm.
5. Analisis respon percepatan hanya pada sumbu vertikal.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan pada tugas akhir ini adalah:

Tujuan umum: Mempelajari pengaruh perubahan geometri suspensi terhadap dinamika getaran pada sepeda motor Honda CBR 150R.

- Tujuan khusus:
1. Mengetahui pengaruh pergeseran posisi bottom mouting suspensi dan panjang link terhadap respon getaran kendaraan.
 2. Mengetahui pengaruh konstanta kekakuan pegas terhadap respon getaran kendaraan.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang didapat dari tugas akhir ini adalah :

1. Menawarkan penerapan konsep *variable geometry suspension* untuk kendaraan bermotor roda dua di Indonesia agar lebih aman dan nyaman.
2. Hasil dari penelitian ini dapat digunakan sebagai referensi untuk perancangan kendaraan bermotor roda dua yang lebih aman dan nyaman.
3. Sebagai media penelitian dan pengembangan ilmu pengetahuan dan teknologi otomotif.

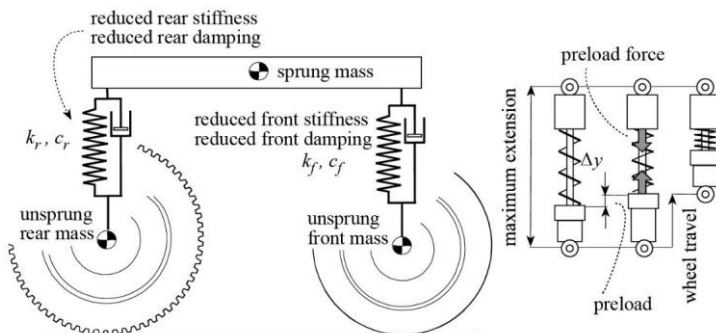
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Suspensi Sepeda Motor

Dari sudut pandang ilmu dinamika, suatu sepeda motor yang dilengkapi suspensi dapat dipandang sebagai suatu *rigid body* yang terhubung dengan roda-roda oleh sistem elastis, yaitu suspensi depan dan belakang. *Rigid body* dalam hal ini adalah *sprung mass* (pengemudi, *engine*, dan casis), sedangkan massa roda disebut *unsprung mass* yang dapat disederhanakan seperti pada gambar 2.1. Sepeda motor tanpa suspensi yang berjalan di atas permukaan yang tidak rata dapat mengakibatkan kendaraan itu sulit untuk dikemudikan. Karena roda kehilangan cengkramannya terhadap permukaan jalan dan akibat ketidaknyamanan pengemudi. Saat ketidakrataan itu relatif kecil, getaran yang ditimbulkan dapat diredam oleh roda. Tetapi jika menghadapi ketidakrataan yang relatif besar, maka suatu sepeda motor membutuhkan suspensi yang sesuai. Derajat kenyamanan saat berkendara dapat bervariasi, tergantung pada penggunaan kendaraan tersebut. Misalnya, sepeda motor untuk balapan, kenyamanan tidak lebih penting daripada performa kendaraan untuk menjaga agar roda tetap kontak dengan permukaan jalan.



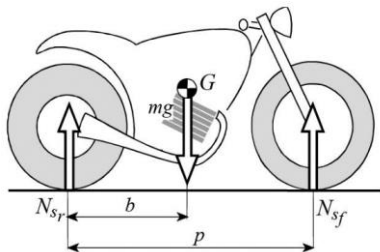
Gambar 2.1 Suspensi depan dan belakang ekuivalen^[5]

Suspensi setidaknya harus memenuhi beberapa fungsi berikut:

- menunjang roda agar tetap mengikuti profil jalan sebisa mungkin tanpa meneruskan getaran kepada pengemudi. Fungsi ini menyangkut kenyamanan pengemudi, yaitu mengisolasi *sprung mass* dari getaran yang ditimbulkan oleh interaksi antara roda dan ketidakrataan jalan;
- memastikan cengkraman roda pada permukaan jalan dengan tujuan untuk mentransmisikan kebutuhan saat berkendara, pengereman, dan gaya lateral kendaraan;
- memastikan kesiapan kendaraan dalam berbagai kondisi operasi (akselerasi, pengereman, dan pada saat berbelok)^[5].

2.2 Center of Gravity Sepeda Motor

Center of gravity (CG) pada sepeda motor memiliki pengaruh yang signifikan terhadap perilaku dinamisnya. Posisi tersebut bergantung pada distribusi dan kuantitas massa komponen sepeda motor (misalnya tangki, aki, knalpot, radiator, rangka, *engine*, dan sebagainya). Gambar 2.2 menunjukkan *CG* pada sepeda motor, di mana nilai b merupakan jarak longitudinal antara titik kontak roda belakang dengan *CG*. Nilai b dapat diperoleh dengan menghitung total massa pada sepeda motor dan beban dalam kondisi statis melalui persamaan 2.1. Beban statis yang bekerja pada roda-roda ditunjukkan pada persamaan 2.2.

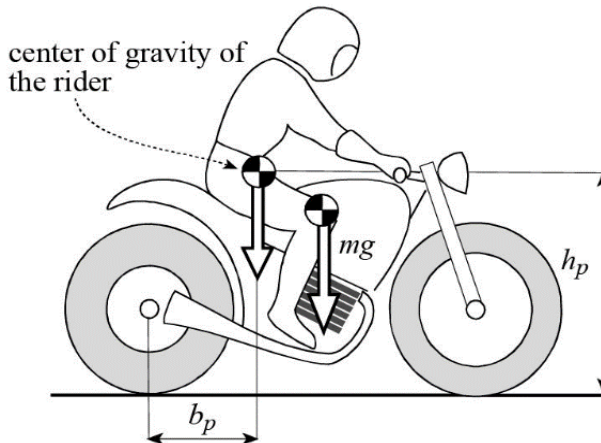


Gambar 2.2 *Center of gravity* pada sepeda motor

$$b = \frac{N_{sf} p}{m g} = p - \frac{N_{sr} p}{m g} \quad (2.1)$$

$$\frac{\% \text{ front load}}{\% \text{ rear load}} = \frac{\frac{N_{sf}}{m g}}{\frac{N_{sr}}{m g}} = \frac{\frac{b}{p}}{\frac{p-b}{p}} \quad (2.2)$$

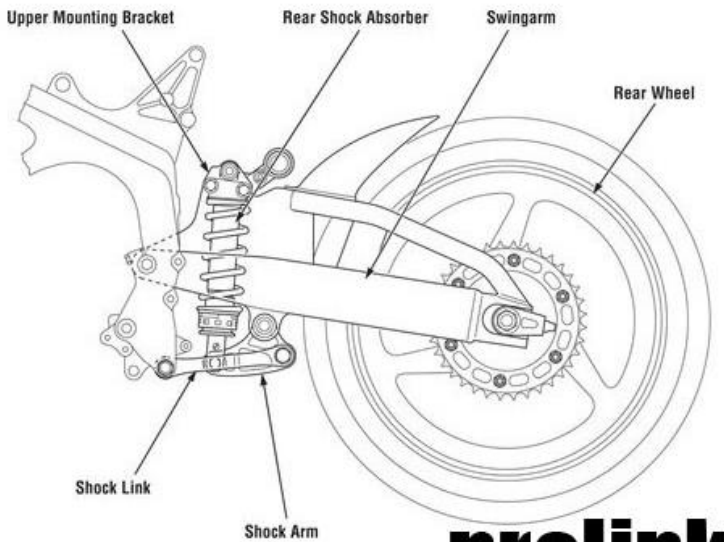
Distribusi beban pada kedua roda dalam kondisi statis biasanya lebih besar pada sepeda motor untuk balapan (50-57% pada roda depan, 43-50% pada roda belakang. Sebaliknya pada sepeda motor *touring*, distribusi bebannya lebih besar pada roda belakang (43-50% pada roda depan, 50-57% pada roda belakang). Sedangkan pada sepeda motor *sport* modern, distribusi bebannya cenderung rata atau 1:1 sehingga performanya sama baik antara akselerasi maupun fase pengereman. Secara umum posisi pengendara yang ditunjukkan pada gambar 2.3 dapat menggeser CG cenderung ke belakang, sehingga adanya pengendara dapat meningkatkan beban relatif lebih besar pada roda belakang.



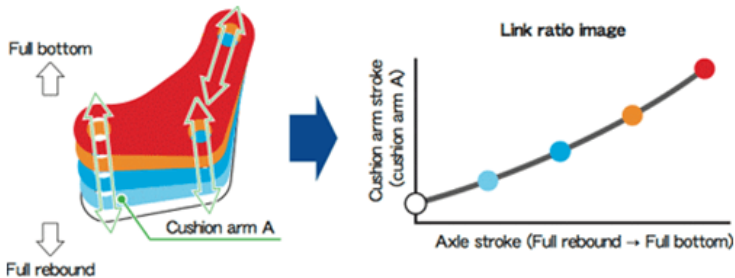
Gambar 2.3 *Center of gravity* pada sepeda motor dengan pengemudi

2.3 Suspensi *Pro-Link*

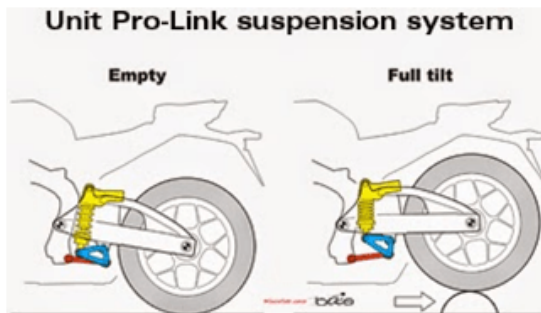
Sistem suspensi *Pro-Link* bekerja dengan cara menyesuaikan kinerja antara *shock arm* atau *cushion arm* dan *shock link* atau *connecting rod* yang ditunjukkan pada gambar 2.4 dengan pergerakan dari as roda belakang sepeda motor. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5 dan 2.6, kondisi *full rebound* adalah ketika as roda belakang tidak terkena guncangan. Sebaliknya suspensi dapat berada dalam kondisi *full bottom* ketika melewati *bump* (gundukan) yang relatif tinggi. Hal ini diakibatkan oleh as roda belakang yang mengalami pergerakan cukup signifikan. Adanya *link* pada suspensi ini bertujuan untuk mengurangi efek momentum yang diberikan *swing-arm* pada suspensi belakang. Selain itu, sistem suspensi dengan *link* dapat disesuaikan dengan kebutuhan pengendara, dapat dibuat lebih kaku atau lebih lunak dengan cara melakukan sedikit perubahan pada *link* penghubungnya^[6].



Gambar 2.4 Sistem suspensi *Pro-Link*



Gambar 2.5 Diagram cara kerja suspensi *Pro-Link*^[6]

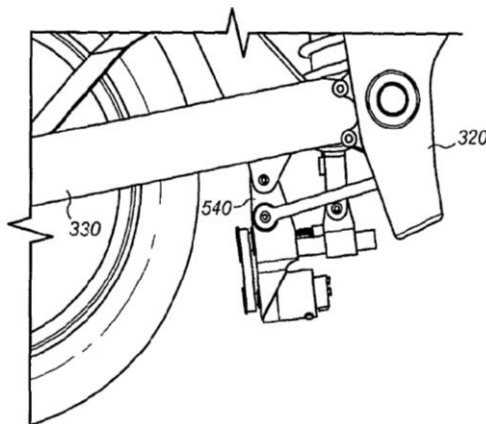


Gambar 2.6 Suspensi Pro-Link kondisi *empty* dan *full tilt*^[6]

2.4 Variable Geometry Suspension

Kenyamanan sistem suspensi ini didapatkan dengan variasi perubahan geometri suspensi. Perubahan geometri tersebut secara sederhana diakibatkan oleh putaran *single link* yang kemudian membentuk berbagai variasi sudut dengan suspensinya. *Variable geometry suspension* (VGS) dipandang sebagai implementasi terbaru dari konsep suspensi yang memberikan solusi perbedaan yaitu suspensi aktif elektro-mekanik yang awalnya pasif atau semi-aktif independen konvensional kemudian ditingkatkan dengan penambahan aktuator aktif untuk mengontrol geometri dari suspensi sehingga menawarkan kinerja yang lebih unggul^[4]. Dalam berbagai penerapannya, sistem suspensi ini

dilengkapi dengan *driver assistance* sehingga memiliki keunggulan layaknya *hydraulic active suspension*. Dalam *United States Patent*, Simos Evangelou dan kawan-kawan memaparkan implementasi VGS pada berbagai moda kendaraan, salah satunya yaitu sepeda motor seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.7 disertai dengan posisi pemasangan aktuatornya pada gambar 2.8.

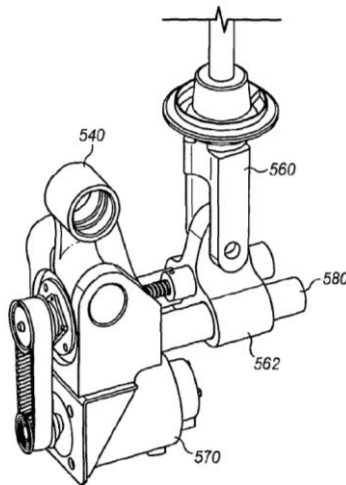


Gambar 2.7 Konfigurasi VGS pada sepeda motor^[7]

Ide pengembangan VGS ini didasarkan atas 2 tujuan utama, yaitu: 1) untuk mendapatkan kinerja suspensi yang lebih baik daripada suspensi pasif atau semi-aktif dalam hal kenyamanannya, dan 2) untuk mendapatkan kinerja suspensi yang sama unggulnya dengan suspensi aktif konvensional, tetapi lebih ringan dan hemat energi^[4]. Secara lebih detail, dibandingkan dengan suspensi pasif dan semi-aktif, VGS memiliki kelebihan diantaranya:

1. *Self-leveling* pada mobil. *Self-leveling* ini bekerja untuk menjaga tingkat ketinggian kendaraan sesuai beban yang diangkut

2. Dapat melakukan *lifting* untuk memarkir kendaraan maupun bermanuver pada kecepatan rendah lainnya.
3. Melalui kemampuannya yang dapat mengontrol ketinggian kendaraan, *VGS* mampu meningkatkan karakteristik aerodinamisnya.
4. Mampu meminimalkan *roll angle* pada saat bermanuver di tikungan.
5. Dapat mengurangi *pitch angle* selama akselerasi atau pengereman
6. Dapat menyesuaikan distribusi beban pada as roda
7. Dapat menyesuaikan tingkat kenyamanan berdasarkan kondisi medan.



Gambar 2.8 Posisi aktuator dan *link* terhadap suspensi^[7]

Selain itu, ada beberapa kelebihan yang dimiliki *VGS* dibandingkan suspensi aktif lainnya, yaitu:

1. *Unsprung mass* dapat diabaikan
2. *Fail-safe system*, yaitu jika aktuator dari *VGS* tidak dapat menyalurkan torsi, maka suspensi dapat berfungsi selayaknya suspensi pasif.

3. Gaya aktuasinya relatif lebih rendah.
4. Implementasinya tidak memerlukan teknologi baru, karena dapat memanfaatkan teknologi yang sudah ada, misalnya motor listrik, *bearing*, dan *mechanical link*.
5. Sejalan dengan tren dalam industri otomotif yang beralih pada teknologi *hybrid* dan elektrik.

Pada penelitian yang dilakukan oleh Carlos Arana dan kawan-kawan, mobil Ferrari F430 diuji pada jalan datar dengan kecepatan, akselerasi, dan perlambatan yang berbeda-beda. Hasilnya yaitu sebagai berikut:

1. Simulasi pertama terdiri dari fase akselerasi antara 0 sampai 100 km/h dalam waktu 6.5 s, diikuti 2s untuk periode kecepatan konstan dan kondisi pengereman darurat dengan rata-rata tingkat perlambatan 1,1 g. menghasilkan:
 - A. Waktu respon dari kendaraan yang dipasang VGS dibandingkan dengan yang diperoleh dari suspensi pasif. VGS memberikan performa yang sangat baik dalam kondisi *steady acceleration*. Pada saat akselerasi, terhitung sudut pitching dari kendaraan bernilai nol, serta pada saat pengereman darurat, terjadi pengurangan sebesar 50% terhadap sudut pitching.
 - B. Total daya dan konsumsi energy listrik total dengan adanya *offset* dan tidak adanya *offset*. Konsumsi daya maksimal adalah 1,97 / 1,20 kW, daya regenerasi puncak 1,4 kW dan konsumsi daya rata-rata 142/83 W. Untuk kondisi *offset*, daya rata-rata yang dibutuhkan untuk menjaga posisi single link pada posisi *offset* adalah 40 W per aktuator
2. Simulasi kedua didapatkan nilai *pitch angle* dari tiap *case* waktu dengan kondisi akselerasi dari 50 km/h hingga 120 km/h dan perlambatan dari 120 km/h hingga 50 km/h. Sudut *pitching* berkurang 0,5° saat tanpa adanya *offset*

dan $0,75^\circ$ saat adanya *offset* sebesar 90° . Pada saat akselerasi selama 3s dan pada kondisi pengereman, jarak clearance *front/rear* pada suspensi pasif tercatat 127/79 mm sedangkan pada VGS tercatat 57/31 mm dengan mengontrol *offset angle* pada *single link*.

2.5 Root Mean Square

RMS (*root mean square*) adalah cara penyajian respon getaran menjadi suatu nilai kuantitatif supaya mudah dibandingkan dengan respon getaran yang lain. RMS dapat diperoleh melalui persamaan 2.3. Nilai RMS dihitung pada rentang waktu tertentu yang diperlukan sehingga nilainya bersifat representatif.

$$RMS = \sqrt{\frac{a_1^2 + a_2^2 + a_3^2 + \dots + a_n^2}{n}} \quad (2.3)$$

2.6 Penelitian Terdahulu

Nasyiatul Aisyiyah^[10] dalam penelitiannya melakukan pemodelan sistem suspensi kendaraan dengan menggunakan *software solidwork*. Hal yang dapat dipelajari dari tugas akhir ini adalah hasil simulasi model seperempat kendaraan menggunakan *software SolidWorks Motion Study* memiliki respon yang sama dengan perhitungan secara teori.

Penelitian tugas akhir terdahulu juga dilakukan oleh Maulana Fajar Darmawan^[11]. Tujuannya yaitu mempelajari pengaruh *geometry suspension* terhadap respon getaran pada *narrow tilting vehicle*. Hal yang dapat dipelajari pada tugas akhir ini adalah hasil simulasi *SolidWorks Motion Study* memiliki hasil simulasi yang lebih baik dari pada *software MATLAB*. Karena pada saat kendaraan melewati *bump*, secara sesaat ban tidak menapak pada jalan yang mana identik dengan fenomena sesungguhnya.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI

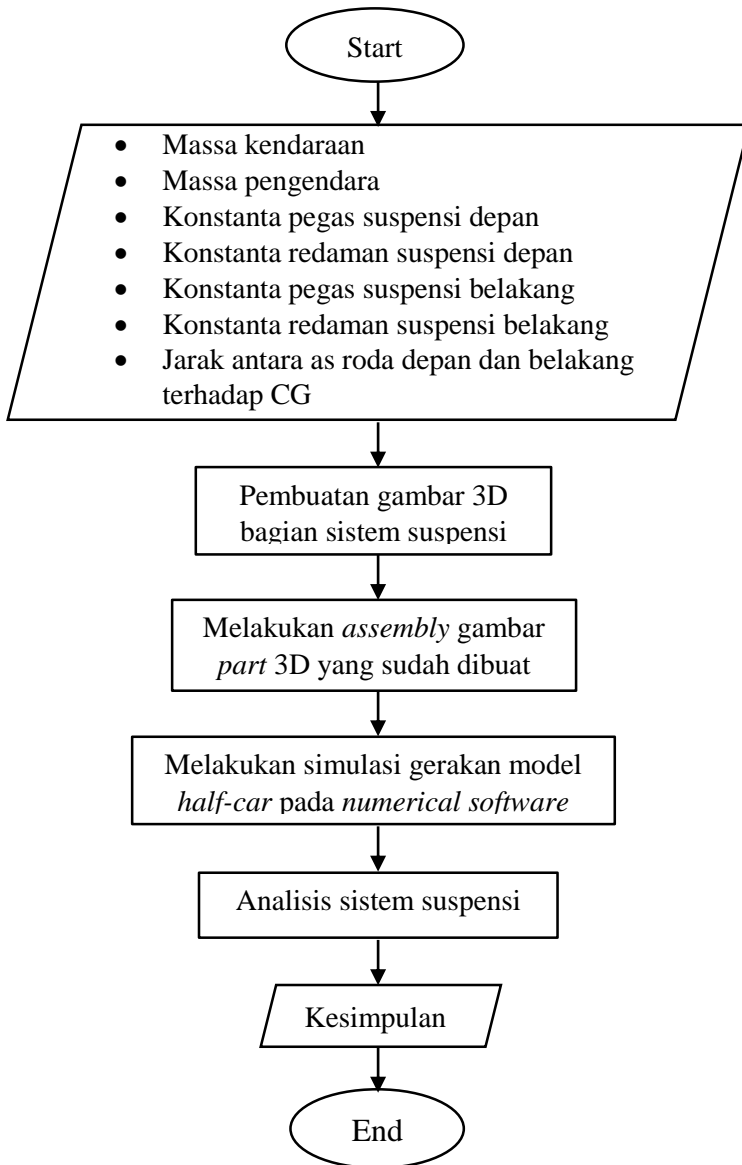
3.1 Metode Penelitian

Pada penyusunan tugas akhir ini, prosedur penelitian dilakukan dalam beberapa tahapan sebagai berikut:

- Tahap pertama, dilakukan studi literatur dari berbagai buku, jurnal ilmiah, dan penelitian-penelitian terdahulu yang terkait dengan pengembangan sistem suspensi dari kendaraan bermotor roda dua.
- Tahap kedua, yaitu penentuan referensi objek sepeda motor dan konfigurasi dari sistem suspensi sepeda motor yang akan dirancang, dalam hal ini adalah Honda CBR 150R.
- Tahap ketiga, penentuan batasan dalam simulasi yang akan dilakukan.
- Tahap keempat, perancangan sesuai desain dan dilakukan simulasi dinamis menggunakan *numerical software*.
- Tahap kelima, dilakukan analisis hasil simulasi *numerical software*.

3.2 Flowchart Tugas Akhir

Flowchart tugas akhir ini ditunjukkan oleh gambar 3.1. Simulasi pada *numerical software* dilakukan pada 3 macam nilai kekakuan pegas, yaitu 25 kN/m, 30 kN/m, dan 35 kN/m. Gambar 3.2 menunjukkan diagram sistem suspensi belakang yang dimodelkan. Pada masing-masing panjang *link* atau jarak $p-r$ 5 cm, 6,5 cm, dan 8 cm yang ditunjukkan pada gambar 3.3 dilakukan variasi posisi *bottom mounting* suspensi dengan jarak $q-r$ 2 cm, 4,5 cm, dan 7 cm. Variasi posisi *bottom mounting* suspensi dapat dilihat pada gambar 3.4. Tabel 3.1 berikut ini menunjukkan rancangan simulasi dengan variasi $q-r$, $p-r$, dan konstanta kekakuan pegas. Pada tabel 3.1, a_{111} , a_{112} , hingga a_{333} merupakan hasil respon percepatan yang didapat dari simulasi.



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian tugas akhir

Tabel 3.1 Rancangan simulasi pada *numerical software*

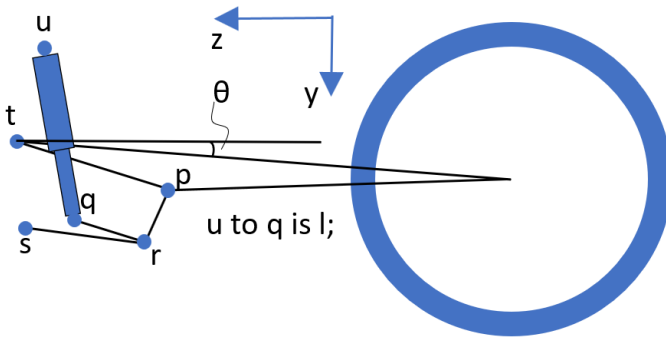
Kekakuan pegas (kN/m)	Panjang <i>Link p-r</i> (cm)	Posisi <i>bottom mounting</i> suspensi atau jarak <i>q-r</i> (cm)		
		2	4,5	7
25	5	a ₁₁₁	a ₁₁₂	a ₁₁₃
	6,5	a ₁₂₁	a ₁₂₂	a ₁₂₃
	8	a ₁₃₁	a ₁₃₂	a ₁₃₃
30	5	a ₂₁₁	a ₂₁₂	a ₂₁₃
	6,5	a ₂₂₁	a ₂₂₂	a ₂₂₃
	8	a ₂₃₁	a ₂₃₂	a ₂₃₃
35	5	a ₃₁₁	a ₃₁₂	a ₃₁₃
	6,5	a ₃₂₁	a ₃₂₂	a ₃₂₃
	8	a ₃₃₁	a ₃₃₂	a ₃₃₃

3.3 Prosedur Analisa

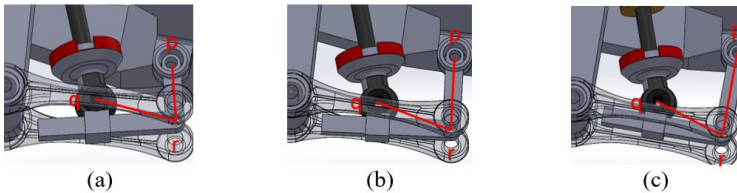
Proses yang akan dilakukan untuk merancang sistem suspensi adalah sebagai berikut:

1. Menentukan data dimensi rangka dan penunjang sistem suspensi kendaraan sesuai ketersediaan barang di pasar agar desain yang dirancang mampu direalisasikan.
2. Melakukan analisa perhitungan dengan permodelan dinamis yang sesuai.
3. Menggambar 3D bagian-bagian sistem suspensi pada *numerical software*.
4. Gambar 3D bagian-bagian sistem suspensi sudah dibuat disatukan dengan fitur *assembly*. *Assembly* dapat dilihat pada gambar 3.5.
5. Menentukan parameter kendaraan pada *numerical software*.
6. Mensimulasikan hasil *assembly* menggunakan *numerical software* untuk mengetahui pengaruh posisi *bottom mounting* suspensi terhadap respon percepatan getaran pada tiap panjang *link* dengan melakukan variasi geometri *link* pada sistem suspensi belakang. Sistem suspensi belakang dapat dilihat pada gambar 3.6.
7. Hasil akhir didapatkan grafik respon percepatan yang dialami pengemudi dan RMS kendaraan untuk dibandingkan dengan

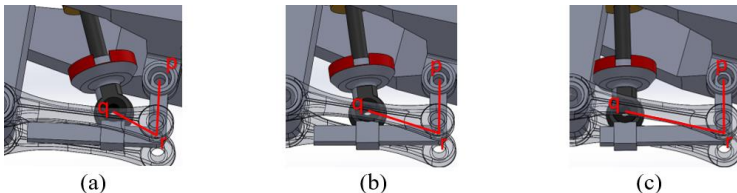
RMS suspensi *Pro-Link*. Data percepatan didapat dari pengukuran satu titik pada sasis. Titik pengukuran simulasi ini ditunjukkan oleh bulatan merah pada gambar 3.5. Pada gambar tersebut juga disertai arah percepatan yang diukur, yaitu dibatasi hanya pada sumbu vertikal.



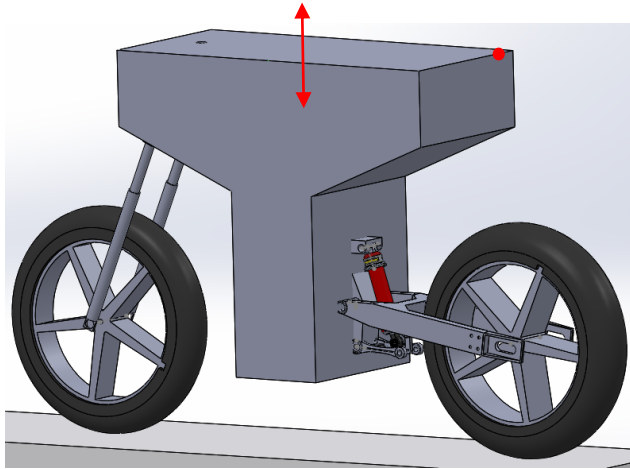
Gambar 3.2 Diagram sistem suspensi belakang



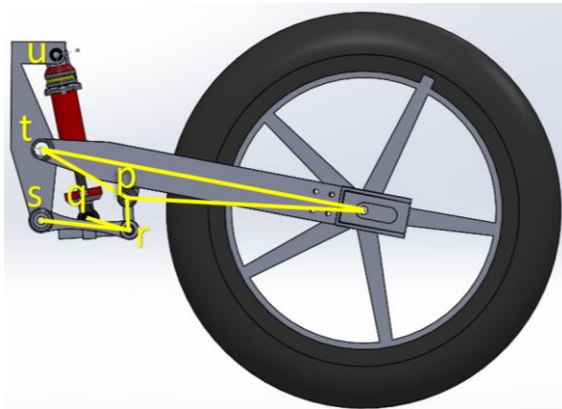
Gambar 3.3 Variasi panjang *link p-r* (a) 5 cm; (b) 6,5 cm; (c) 8 cm



Gambar 3.4 Variasi posisi *bottom mounting* dengan jarak *q-r* (a) 2 cm, (b) 4,5 cm, (c) 7 cm



Gambar 3.5 Model *assembly* sistem suspensi



Gambar 3.6 Sistem suspensi belakang tampak samping kiri

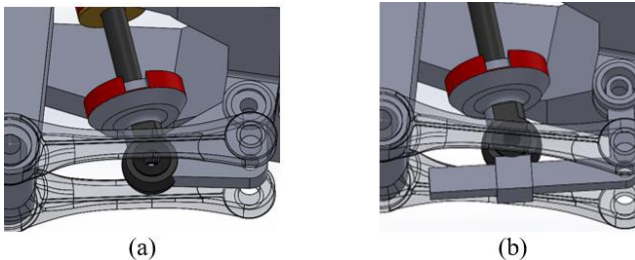
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN DATA

Pada tugas akhir ini akan dilakukan simulasi sistem suspensi sepeda motor Honda CBR 150R. Hasil simulasi digunakan untuk mempelajari respon getaran pada sasis sepeda motor saat melewati *bump*. Hasil grafik RMS percepatan *variable geometry suspension* akan dibandingkan dengan sistem suspensi konvensional *Pro-Link*.

4.1 Pemodelan Kendaraan

Sistem pemodelan yang digunakan adalah pemodelan kendaraan *half-car*. Pemodelan Honda CBR 150R menggunakan *numerical software* dapat dilihat pada gambar 3.5. Perbedaan model sistem suspensi *Pro-Link* dan sistem suspensi dengan perubahan geometri terletak pada geometri *link*-nya. Perbedaan antara keduanya ditunjukkan oleh gambar 4.1.

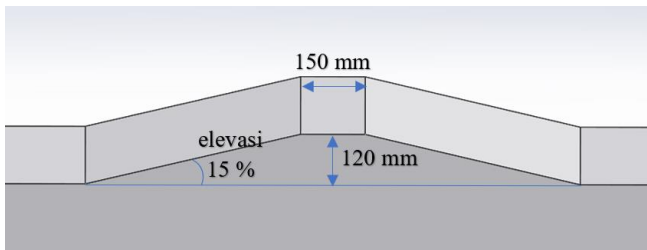


Gambar 4.1 Geometri *link* pada sistem suspensi (a) *Pro-Link*;
(b) Suspensi dengan perubahan geometri

4.2 Data Kendaraan

Pada simulasi tugas akhir ini terdapat beberapa parameter kendaraan yang digunakan. Parameter kendaraan yang telah didesain ditunjukkan pada tabel 4.1. Data-data tersebut digunakan sebagai acuan untuk membuat gambar 3D *assembly* pada gambar 3.5. Selain data tersebut, terdapat pula data yang divariasikan, yaitu konstanta kekakuan suspensi belakang (25 kN/m, 30 kN/m, dan 35 kN/m) serta panjang *link* (5 cm, 6,5 cm, dan 8 cm). Selain

data kendaraan, profil *bump* juga ditentukan dengan dimensi yang ditunjukkan pada gambar 4.2. Adanya *bump* pada simulasi ini digunakan sebagai eksitasi atau wujud ketidakrataan jalan. *Bump* tersebut didesain dengan dimensi maksimum yang diizinkan berdasarkan aturan dalam Undang-undang Menteri Perhubungan nomor 22 tahun 2009. Hal tersebut dimaksudkan agar respon getaran yang didapat bernilai maksimum tetapi masih dalam kondisi wajar dan dapat ditemui pada kondisi sesungguhnya.



Gambar 4.2 Dimensi *bump*

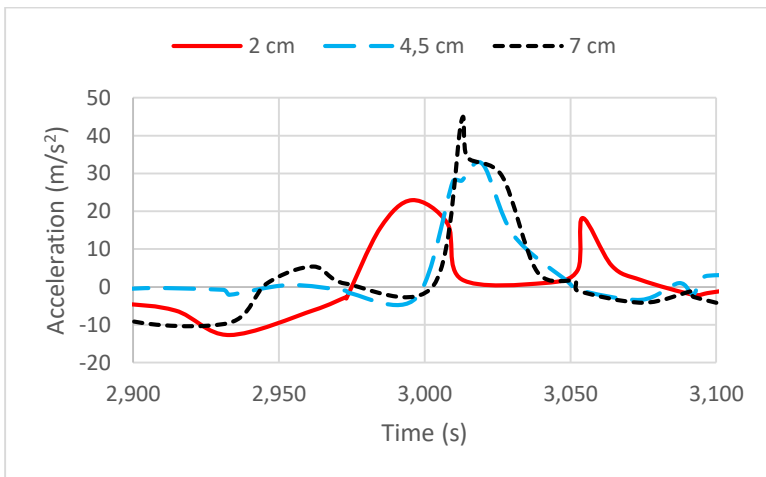
Tabel 4.1 Data kendaraan.

No	Data Kendaraan	Nilai
1	M_s (massa total kendaraan)	135 kg
2	M_d (massa pengemudi)	70 kg
3	M_{u1} (massa <i>unsprung</i> mass depan)	15 kg
4	M_{u2} (massa <i>unsprung</i> mass belakang)	20 kg
5	K_{sf} (konstanta kekakuan suspensi depan)	18 kN/m
6	C_{sf} (redaman suspensi depan)	2 kNs/m
7	C_{sr} (redaman suspensi belakang)	3 kNs/m
8	Jarak sumbu roda	1311 mm
9	Ukuran ban depan	100/80-17
10	Ukuran ban belakang	130/70-17
11	Jarak terendah ke tanah	166 mm

4.3 Pengaruh Variasi Posisi *Bottom Mounting* Suspensi

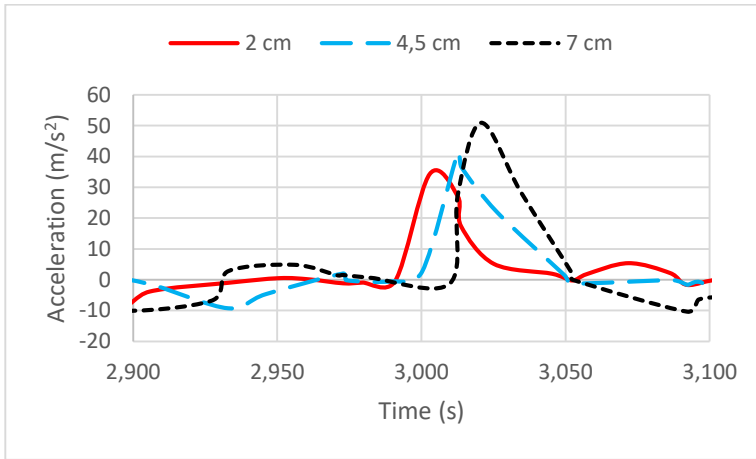
Pengambilan data simulasi tugas akhir ini dilakukan dengan mengubah posisi *bottom mounting* suspensi belakang pada tiap-tiap nilai kekakuan pegas serta panjang *link* sesuai

dengan tabel 3.1. Untuk mengetahui pengaruh perubahan posisi *bottom mounting* suspensi terhadap kekakuan pegas, akan dibandingkan kurva percepatan a_{111} , a_{112} , dan a_{113} yaitu pada penggunaan konstanta kekakuan pegas 25 kN/m dan panjang *link p-r* 5 cm pada gambar 4.3a. Selain itu juga dibandingkan kurva percepatan a_{211} , a_{212} , dan a_{213} pada penggunaan konstanta kekakuan pegas 30 kN/m dan panjang *link p-r* 5 cm yang ditunjukkan gambar 4.3b. Terakhir, pada gambar 4.3c juga dibandingkan kurva percepatan a_{311} , a_{312} , dan a_{313} yaitu pada penggunaan konstanta kekakuan pegas 35 kN/m dan panjang *link p-r* 5 cm. Respon getaran yang ditampilkan pada tugas akhir ini hanya komponen percepatan. Karena hanya bertujuan untuk mempelajari pengaruh geometri terhadap kekakuan pegas ekuivalen. Melalui grafik respon percepatan pada gambar 4.3 sudah dapat dibandingkan suatu nilai pada rentang waktu tertentu yang diinginkan. Sehingga komponen respon getaran lainnya tidak perlu dibandingkan.

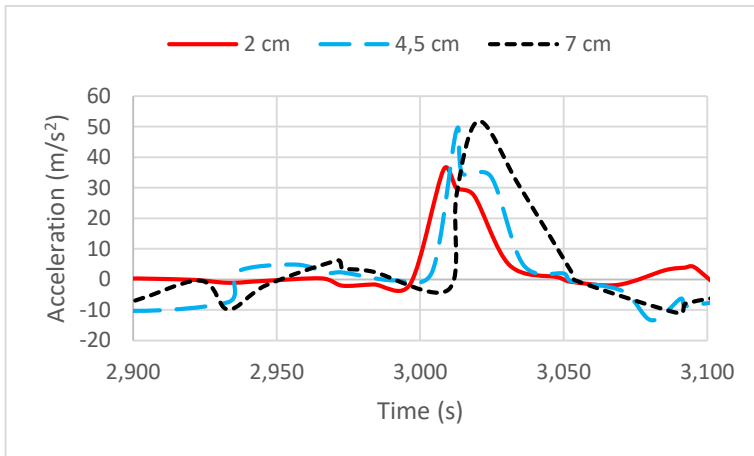


(a)

Gambar 4.3 Grafik perbandingan respon percepatan hasil simulasi dengan *link p-r* 5 cm pada variasi kekakuan pegas (a) 25 kN/m, (b) 30 kN/m, (c) 35 kN/m



(b)



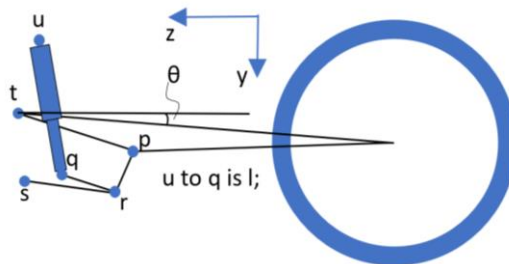
(c)

Gambar 4.3 Grafik perbandingan respon percepatan hasil simulasi dengan *link p-r* 5 cm pada variasi kekakuan pegas (a) 25 kN/m, (b) 30 kN/m, (c) 35 kN/m (lanjutan)

Respon percepatan yang ditunjukkan pada gambar 4.3 dibatasi dari detik 2,9 hingga 3,1 yang merupakan rentang waktu pada saat roda belakang melewati *bump*. Pada rentang waktu ini

dibandingkan nilai percepatan maksimumnya untuk menunjukkan pengaruh perubahan posisi *bottom mounting* suspensi terhadap kekakuan pegas suspensi belakang. Respon percepatan maksimum yang dialami pengendara saat roda belakang melewati *bump* dengan jarak $q-r$ 2 cm berturut-turut pada 25 kN/m, 30 kN/m, dan 35 kN/m adalah 22,93 m/s², 34,31 m/s², dan 35,96 m/s². Sedangkan pada jarak $q-r$ 4,5 cm dan 7 cm, grafik memiliki *trendline* yang lebih tinggi. Ini menunjukkan bahwa jarak $q-r$ yang lebih panjang membuat kekakuan pegas ekuivalen menjadi lebih besar. Sehingga respon percepatan yang didapat lebih besar.

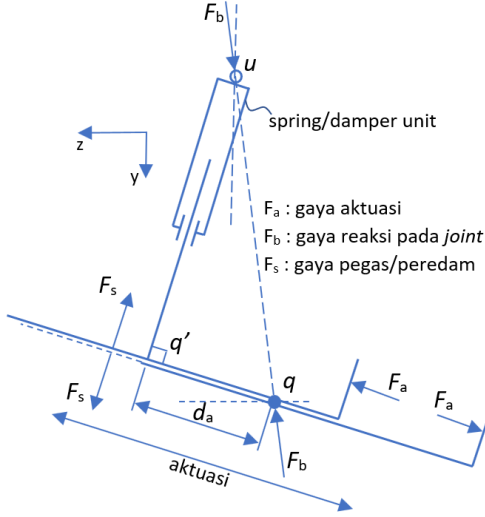
Sistem suspensi belakang Honda CBR 150R yang ditunjukkan gambar 3.6 dapat disederhanakan menjadi diagram pada gambar 4.4. Kemudian dilakukan modifikasi pada komponen *shock arm* atau *link* ($p-q-r$) menjadi bentuk geometri pada gambar 4.1b sedemikian hingga kekakuan pegas yang diinginkan dapat diperoleh. Mekanisme aktuasinya dapat dilihat pada gambar 4.5. Ketika gaya aktuasi F_a bekerja, posisi *bottom mounting* suspensi (q) dapat bergeser dari jarak minimum 2 cm hingga maksimum 7 cm sejajar dengan arah aktuasinya.



Gambar 4.4 Diagram sistem suspensi belakang

Panjang unit pegas/redaman merupakan turunan fungsi dari perpindahan angular *swing arm* (θ) menurut persamaan 4.1, dengan (z_u, y_u) dan (z_q, y_q) merupakan koordinat posisi *upper* dan *bottom mounting* suspensi atau titik u dan q . Titik u merupakan titik yang melekat pada *frame* utama atau sasis dan memiliki koordinat yang tetap. Sedangkan titik q merupakan titik yang

melekat pada *shock arm* atau *link* dan koordinatnya merupakan fungsi sudut yang dibentuk oleh *swing arm* terhadap sumbu z .



Gambar 4.5 Mekanisme aktuasi suspensi geometri

$$l = \sqrt{(z_u - z_q)^2 + (y_u - y_q)^2} \quad (4.1)$$

Pada gambar 4.5, d_a diukur dari q' yang merupakan posisi fiktif *bottom mounting* saat membentuk sudut 90° terhadap arah gaya aktuasi. Melalui persamaan 4.2, dapat dipandang bahwa panjang suspensi l bukan hanya sebagai fungsi θ , melainkan juga merupakan fungsi jarak perpindahan d_a dan l_0 merupakan jarak dari u ke q' .

$$l = \sqrt{l_0^2 + d_a^2} \quad (4.2)$$

Dari persamaan 4.1 dan 4.2 dapat diperoleh panjang suspensi $u-q$ sebelum diberikan eksitasi. Sebagaimana diketahui bahwa besarnya defleksi awal pada suspensi mempengaruhi

kekakuan pegas dan lebih jauh lagi yaitu respon getaran yang didapat akibat perubahan nilai kekakuan pegas ekuivalen. Sementara itu, panjang $u-q$ merupakan fungsi dari d_a atau jarak pergeseran posisi *bottom mounting* suspensi. Berdasarkan hasil analisis di atas dapat disimpulkan bahwa pergeseran posisi *bottom mounting* suspensi mempengaruhi respon getaran pada sasis.

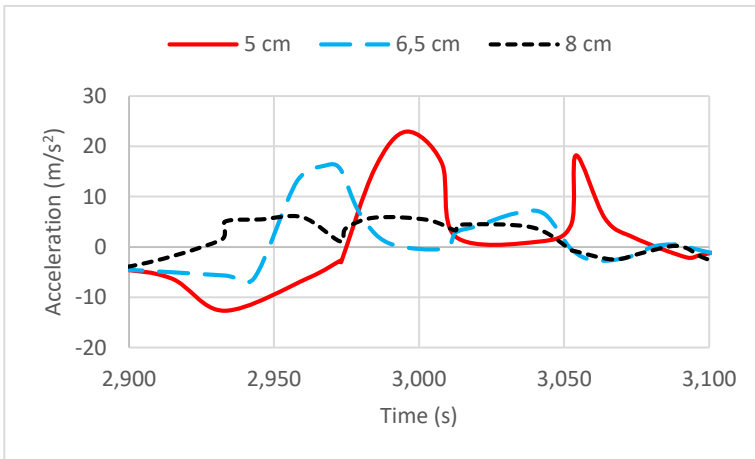
Dengan menggunakan simulasi yang sama untuk mendapatkan grafik pada gambar 4.5, data panjang aktual suspensi pada masing-masing jarak $q-r$ dapat diperoleh. Data tersebut disajikan pada tabel 4.2, yaitu panjang maksimum dan minimum suspensi serta defleksi maksimum yang terjadi. Dengan panjang *link* dan jarak $q-r$ yang sama, defleksi maksimum yang terjadi pada penggunaan kekakuan pegas yang lebih besar menunjukkan nilai defleksi yang lebih kecil. Sementara itu, pada penggunaan kekakuan pegas dan panjang *link* yang sama, defleksi maksimumnya menunjukkan nilai yang lebih kecil apabila jarak - $q-r$ lebih panjang. Sehingga dapat disimpulkan bahwa posisi *bottom mounting* suspensi berpengaruh terhadap defleksi maksimum yang terjadi. Berdasarkan hasil simulasi, dibandingkan dengan defleksi maksimum yang dapat diterima oleh suspensi yaitu sebesar 65 mm, defleksi suspensi untuk semua konfigurasi pada tugas akhir ini kurang dari nilai tersebut.

Tabel 4.2 Panjang dan defleksi suspensi hasil simulasi

Panjang <i>link p-r</i> (cm)	Kekakuan pegas (kN/m)	Variasi Jarak $q-r$ (cm)	Panjang Suspensi		
			Maksimum (mm)	Minimum (mm)	Defleksi maksimum (mm)
5	25	2	260	223	37
		4,5	258	221	37
		7	252	217	35
	30	2	260	223	37
		4,5	257	223	34
		7	257	224	33
	35	2	260	226	34
		4,5	260	227	33
		7	257	227	30

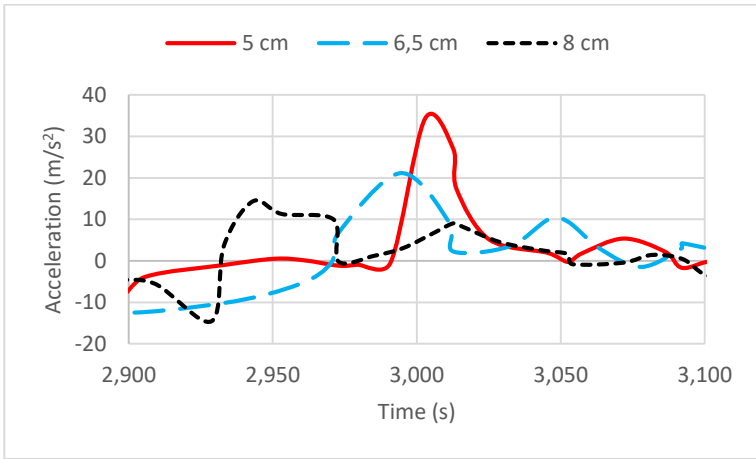
4.4 Pengaruh Variasi Panjang *Link*

Mengacu pada tabel 3.1, untuk mengetahui pengaruh perubahan panjang *link* $p-r$ terhadap kekakuan pegas, akan dibandingkan kurva percepatan a_{111} , a_{121} , dan a_{131} yaitu pada penggunaan konstanta kekakuan pegas 25 kN/m dan jarak $q-r$ 2 cm pada gambar 4.6a. Selain itu juga dibandingkan kurva percepatan a_{211} , a_{221} , dan a_{231} pada penggunaan konstanta kekakuan pegas 30 kN/m dan jarak $q-r$ 4,5 cm yang ditunjukkan gambar 4.6b. Terakhir, pada gambar 4.6c juga dibandingkan kurva percepatan a_{311} , a_{321} , dan a_{331} yaitu pada penggunaan konstanta kekakuan pegas 35 kN/m dan jarak $q-r$ 7 cm. Respon percepatan yang ditunjukkan pada gambar 4.6 dibatasi dari detik 2,9 hingga 3,1 yang merupakan rentang waktu pada saat roda belakang melewati *bump*. Pada rentang waktu ini dibandingkan nilai percepatan maksimumnya untuk menunjukkan pengaruh panjang *link* terhadap kekakuan pegas suspensi belakang.

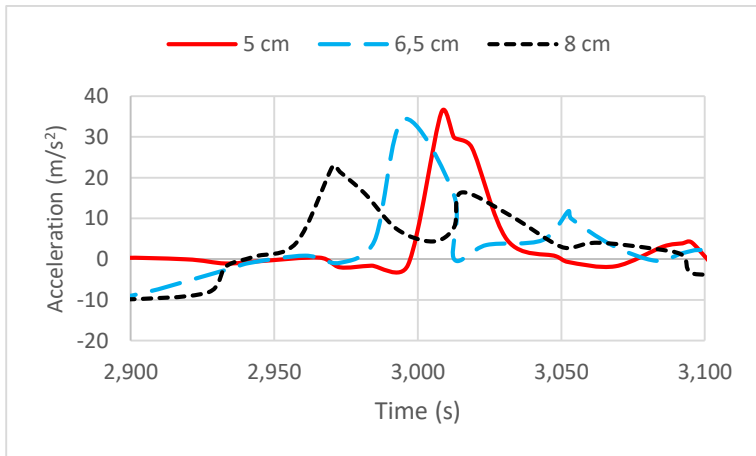


(a)

Gambar 4.6 Grafik perbandingan respon percepatan hasil simulasi dengan jarak $q-r$ 2 cm pada variasi kekakuan pegas
(a) 25 kN/m, (b) 30 kN/m, (c) 35 kN/m



(b)



(c)

Gambar 4.6 Grafik perbandingan respon percepatan hasil simulasi dengan jarak $q-r$ 2 cm pada variasi kekakuan pegas (a) 25 kN/m, (b) 30 kN/m, (c) 35 kN/m (lanjutan)

Respon percepatan maksimum yang dialami pengendara saat roda belakang melewati *bump* dengan *link p-r* 8 cm berturut-turut pada 25 kN/m, 30 kN/m, dan 35 kN/m adalah 5,86 m/s^2 ,

14,32 m/s², dan 22,75 m/s². Sedangkan pada *link p-r* 6,5 cm dan 5 cm, grafik memiliki *trendline* yang lebih tinggi. Ini menunjukkan bahwa penggunaan *link* yang lebih pendek membuat kekakuan pegas ekuivalen menjadi lebih besar. Sehingga respon percepatan yang ditimbulkan pada sasis menjadi lebih besar. Berdasarkan hasil analisis di atas dapat disimpulkan bahwa panjang *link* mempengaruhi respon getaran pada sasis.

Dengan menggunakan simulasi yang sama untuk mendapatkan grafik pada gambar 4.3, data panjang aktual suspensi pada masing-masing panjang *p-r* dapat diperoleh. Data tersebut disajikan pada tabel 4.3, yaitu panjang maksimum dan minimum suspensi serta defleksi maksimum yang terjadi. Dengan jarak *q-r* dan panjang *link* yang sama, defleksi maksimum yang terjadi pada penggunaan kekakuan pegas yang lebih besar menunjukkan nilai defleksi yang lebih kecil. Sementara itu, pada penggunaan kekakuan pegas dengan jarak *q-r* yang sama, defleksi maksimumnya menunjukkan nilai yang lebih kecil apabila *link p-r* lebih pendek. Sehingga dapat disimpulkan bahwa panjang *link p-r* berpengaruh terhadap defleksi maksimum yang terjadi.

Tabel 4.3 Panjang dan defleksi suspensi hasil simulasi

Jarak <i>q-r</i> (cm)	Kekakuan pegas (kN/m)	Variasi Panjang <i>link p-r</i> (cm)	Panjang Supensi		
			Maksimum (mm)	Minimum (mm)	Defleksi maksimum (mm)
2	25	5	260	223	37
		6,5	260	218	42
		8	260	203	57
	30	5	260	223	37
		6,5	260	221	39
		8	260	219	41
	35	5	260	226	34
		6,5	260	224	36
		8	260	220	40

4.5 Perbandingan RMS Percepatan terhadap Suspensi *Pro-Link*

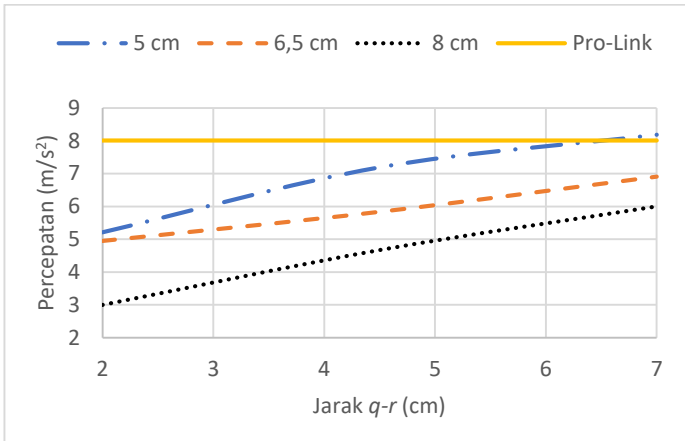
Grafik respon RMS percepatan pada sistem suspensi dengan variasi geometri dibandingkan dengan suspensi *Pro-Link*

pada gambar 4.7. Metode penyajian data respon percepatan menggunakan RMS ini dipilih karena percepatan pada simulasi ini bernilai positif dan negatif. Baik itu positif maupun negatif, nilai respon percepatan harus diperhitungkan, sehingga nilai yang akan dibandingkan bersifat representatif. Pengambilan data dilakukan dengan mensimulasikan sistem suspensi pada gambar 4.1a dengan geometri tetap dan 4.1b dengan variasi panjang *link p-r* dan posisi *bottom mounting* suspensi. Rentang waktu yang digunakan untuk memperoleh RMS percepatan pada gambar 4.7 adalah 2,5 hingga 4,1 detik, yaitu sesaat sebelum roda depan menyentuh *bump* hingga kedua roda melewati *bump* dan respon percepatan mendekati stabil. Selanjutnya data simulasi diplot untuk memperlihatkan perbedaan RMS percepatan antara suspensi *Pro-Link* dengan *variable geometry suspension*.

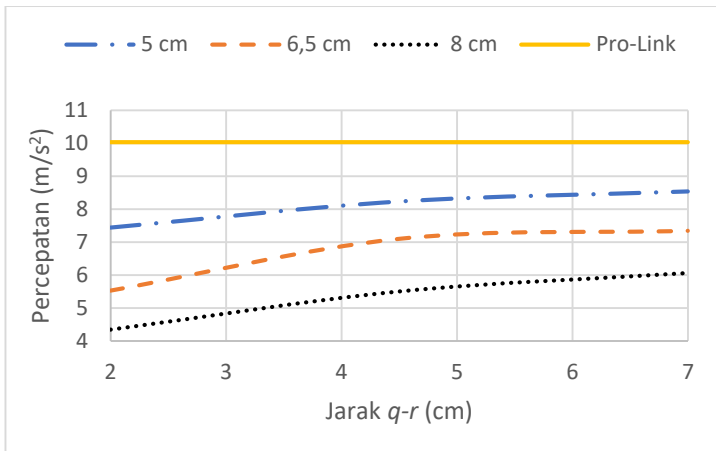
Perbandingan respon RMS percepatan pada gambar 4.7, ketiganya memperlihatkan bahwa semakin jauh posisi *bottom mounting* dari titik *r* atau semakin panjang jarak *q-r*, menghasilkan RMS percepatan yang lebih besar. Gambar 4.7 juga menunjukkan bahwa nilai RMS percepatan yang lebih rendah secara berurutan dihasilkan oleh panjang *link p-r* 8 cm, 6,5 cm, dan yang tertinggi yaitu 5 cm. Pada nilai kekakuan pegas 25 kN/m, 30 kN/m dan 35 kN/m, nilai RMS percepatan *geometry suspension* selalu lebih rendah daripada suspensi *Pro-Link*. Kecuali pada kekakuan pegas 25 kN/m dengan panjang *link p-r* 5 cm dan jarak *q-r* 7 cm, RMS percepatan suspensi *Pro-Link* lebih rendah daripada *geometry suspension*. Pada gambar 4.7a ditandai dengan kurva yang saling beririsan pada suatu nilai *q-r* antara 6 cm dan 7 cm.

Pada penggunaan kekakuan pegas 25 kN/m, RMS percepatan memiliki rentang nilai paling luas dibandingkan dengan kekakuan pegas 30 kN/m dan 35 kN/m. Selain itu pada kekakuan pegas ini didapatkan nilai RMS percepatan terendah yaitu 3 m/s². Berdasarkan analisis di atas juga dapat disimpulkan bahwa RMS percepatan yang lebih rendah dihasilkan oleh kekakuan pegas yang lebih kecil, *link* yang lebih panjang, serta jarak *q-r* yang lebih pendek. Tetapi adanya keterbatasan ruang yang tersedia serta memperhatikan RMS percepatannya,

mengharuskan pemilihan panjang *link* maksimum yaitu 8 cm dan jarak *q-r* maksimum 7 cm.

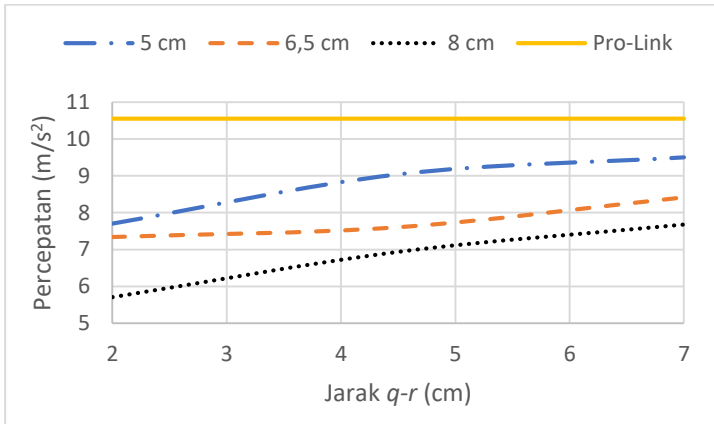


(a)



(b)

Gambar 4.7 Perbandingan respon RMS percepatan antara suspensi *Pro-Link* dan suspensi dengan perubahan geometri pada variasi kekakuan pegas (a) 25 kN/m; (b) 30 kN/m; (c) 35 kN/m



(c)

Gambar 4.7 Perbandingan respon RMS percepatan antara suspensi *Pro-Link* dan suspensi dengan perubahan geometri pada variasi kekakuan pegas (a) 25 kN/m, (b) 30 kN/m, (c) 35 kN/m (lanjutan)

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Pada tugas akhir ini, kesimpulan dari analisis sistem *variable geometry suspension* pada Honda CBR 150R adalah:

1. Perubahan posisi *bottom mounting* suspensi mempengaruhi respon percepatan kendaraan. Jika semakin dekat jaraknya dengan titik *mounting* pada *connecting rod*, maka semakin kecil pula respon percepatan yang diperoleh.
2. Panjang *link* mempengaruhi respon percepatan kendaraan. Jika *link* semakin panjang, maka semakin kecil respon percepatan yang diperoleh.
3. Konstanta kekakuan pegas mempengaruhi respon percepatan kendaraan. Semakin kecil nilainya, semakin rendah respon percepatan yang diperoleh. Sehingga dapat disimpulkan pula bahwa perubahan posisi *bottom mounting* suspensi dan panjang *link* mempengaruhi nilai kekakuan pegas ekuivalen.

5.2 Saran

Saran yang dapat diajukan setelah penyusunan tugas akhir ini adalah diperlukan adanya simulasi dan analisis pada kondisi yang lebih detil misalnya analisis sudut pitching. Selain itu, diperlukan adanya penelitian lebih lanjut tentang penggunaan *variable geometry suspension* dengan kontroler. Sehingga didapatkan sistem suspensi yang dapat diuji coba secara praktis.

”Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Perhubungan Darat Dalam Angka 2013. **Direktorat Jenderal Perhubungan Darat**. Jakarta
- [2] Badan Pusat Statistik Indonesia., 2017. **Perkembangan Jumlah Kendaraan bermotor**, <URL:<https://www.bps.go.id/linkTableDinamis/view/id/1133>>
- [3] X. D. Xue, K. W. E. Cheng, Z. Zhang, J. K. Lin, D. H. Wang, Y. J. Bao, M. K. Wong, and N. Cheung. 2011. “Study of Art of Automotive Active Suspensions”. **International Conference on Power Electronics Systems and Applications (PESA)**. 1–7
- [4] Carlos Arana, Simos A. Evangelou, and Daniele Dini. 2013. “Series Active Variable Geometry Suspension for Road Vehicles”. **Ieee/Asme Transactions On Mechatronics**. 1-3
- [5] Cossalter, Vittore. 2006. **Motorcycle Dynamics**. Morrisville: Lulu
- [6] Anonim. 7 September 2015. **Penjelasan Fitur Pro-Link Suspension pada Motor Honda**, <URL: <https://www.hondacengkareng.com/pro-link-suspension/>>
- [7] Evangelou, S., Kneip, C., Dini, Meerschman, dan Tocatlán, A. Maret 2012. “*Variable Geometry Suspension Apparatus and Vehicle Comprising such Apparatus*”. **United States Patent**
- [8] Garcia-Mendez, Yasmin. 2012. “Dynamic stiffness and transmissibility of commercially available wheelchair cushions using a laboratory test method”. **JRRD 2012 Vol.49**, 1:7-22.

- [9] S. Rao, Singiresu. 2004. **Mechanical Vibration**. Singapore: Prentice Hall
- [10] Aisyiah, Nasyiatul dan Wasiwitono, Unggul. 2016. **Pemodelan Sistem Suspensi Kendaraan dengan menggunakan *Software Solidwork***. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [11] Hidayat, Maulana F.N., **Analisa Pengaruh *Variable Geometry Suspension* pada *Narrow Tilting Vehicle***. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Lumajang, 28 Agustus 1995, merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Ia terlahir dari orangtua bernama Edi Sutrisno dan Mutiatul Khoiroh. Riwayat pendidikan penulis diawali di MI Tarbiyatul Mubtadiin, Kabupaten Lumajang, pada tahun 2002-2008. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMP Negeri 1 Sukodono, Kabupaten Lumajang, pada tahun 2008-2011.

Kemudian melanjutkan pendidikannya di SMA Negeri 2 Lumajang pada tahun 2011-2013. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama masa perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis bergabung dalam Lembaga Dakwah Jurusan Ash-Shaff pada tahun 2015-2016. Di luar kampus, penulis juga aktif dalam beberapa organisasi. Diantaranya pernah menjabat sebagai Ketua Ikatan Mahasiswa Lumajang di Surabaya pada tahun 2015-2016 dan berperan aktif dalam organisasi sosial Duacare yang berfokus pada bidang sosial dan pendidikan. Selain aktif berorganisasi, penulis juga aktif magang di PT Coca-cola Amatil Indonesia Balinusa.

Salah satu motto hidup penulis adalah teguh pada prinsip *“Menjadi orang penting itu baik tapi menjadi orang baik itu lebih penting”* yang selalu menjadikan penulis selalu introspeksi, mawas diri dan berusaha memberikan yang terbaik pada setiap hal. Penulis sangat terbuka bila terdapat saran, kritik, serta masukan terkait tugas akhir ini dengan menghubungi penulis melalui email mahliscs@gmail.com atau +6285204947187.

"Halaman ini sengaja dikosongkan"